

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

22.10.2004



RECEIVED	
12 NOV 2004	
WIPO	PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 103 43 906.4
Anmeldetag: 19. September 2003
Anmelder/Inhaber: Voith Turbo GmbH & Co KG,
89522 Heidenheim/DE
Bezeichnung: Überbrückungsschaltung für hydrodynamische
Komponenten
IPC: F 16 H 47/06

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 14. Oktober 2004
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
 Im Auftrag

Schmidt C.

**PRIORITY
DOCUMENT**
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

Überbrückungsschaltung für hydrodynamische Komponenten

Die Erfindung betrifft eine Überbrückungsschaltung für hydrodynamische Komponenten, im einzelnen mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruches 1.

Hydrodynamische Komponenten als Anfahrkomponenten sind in einer Vielzahl von Ausführungen für unterschiedlichste Getriebetypen bekannt. Allen gemeinsam ist jedoch, dass diese in der Regel nur über einen Teil des gesamten

Betriebsbereiches des Getriebes wirksam sind, das heißt Leistung übertragen.

Dabei werden gerade während des Anfahrvorganges die vorteilhaften Eigenschaften der hydrodynamischen Komponenten, welche in Form von hydrodynamischen Kupplungen oder hydrodynamischen Drehzahl-

/Drehmomentwandlern ausgeführt sein können, ausgenutzt. Überwiegen die

nachteiligen Eigenschaften gegenüber der mechanischen Leistungsübertragung, werden die hydrodynamischen Komponenten überbrückt, d. h., der Leistungsfluss erfolgt nicht mehr über die hydrodynamische Komponente. Die Überbrückung erfolgt dabei durch Kopplung des Sekundärrades an das Primärrad, vorzugsweise drehfeste starre Kopplung, wobei jedoch auch schlupfbehaftete Ausführungen

denkbar sind. Zur Überbrückung werden dabei in der Regel sogenannte

Überbrückungskupplungen verwendet, die vorzugsweise in Lamellenbauart ausgeführt sind. Die hydrodynamische Komponente ist nicht mehr an der Leistungsübertragung beteiligt, wird jedoch aufgrund der starren Kopplung

mitgeschleppt. Diese kann bei Herausnahme aus dem Leistungsfluss entweder

befüllt bleiben oder aber wird entleert. Dabei ist es in der Regel für den Hersteller der hydrodynamischen Komponente erforderlich, den Bauraum für die

Überbrückungskupplung mit zu berücksichtigen. Ferner ist der Hersteller der

Überbrückungskupplung an die vorliegenden Gegebenheiten der

hydrodynamischen Komponente gebunden. Dabei wird das gesamte Element als

sogenannte Anfahreinheit komplett vormontiert geliefert. Da es sich bei der

Überbrückungskupplung in der Regel um eine reibschlüssige Kupplung handelt,

sind Wirkungsgradverluste zu verzeichnen. Ferner handelt es sich um ein

verschleißbehaftetes Bauteil, welches nach einer bestimmten Betriebszeit ausgewechselt werden muss sowie hinsichtlich der konkreten Betriebsweise. Bei Ausführung der Überbrückungskupplung in Form von synchron schaltbaren Kupplungen, welche vorzugsweise als formschlüssige Kupplungen ausgeführt sind, ist es jedoch erforderlich, immer eine Drehzahlgleichheit der miteinander drehfest zu verbindenden Elementen herzustellen. Dies gilt insbesondere bei gewünschter starrer Kopplung zwischen dem Primärrad und dem Sekundärrad. Dies ist jedoch nicht ohne zusätzliche Drehzahldrückung der mit dem Primärrad gekoppelten Antriebsmaschine möglich, da die hydrodynamische Kupplung über mit Schlupf arbeitet. Die Drehzahldrückung am Primärrad durch Drehzahldrückung der Antriebsmaschine ist durch steuerungstechnische Maßnahmen vorzunehmen. Der steuerungstechnische Aufwand zur Erzeugung der Drehzahlgleichheit ist somit sehr hoch, da die Drehzahldrückung gezielt einzustellen ist.

15 Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine Möglichkeit der Überbrückung einer hydrodynamischen Komponente, insbesondere einer hydrodynamischen Kupplung, zu schaffen, die zum einen nicht an die baulichen Gegebenheiten der hydrodynamischen Komponente gebunden ist, sowie ferner in Kombination mit mindestens einer Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtung, insbesondere einzelnen Gangstufen, vorteilhafte Eigenschaften aufweist. Auf aufwendige steuerungstechnische Maßnahmen zur Realisierung der

20 Überbrückung der hydrodynamischen Komponente, insbesondere einer hydrodynamischen Kupplung bei Verwendung synchron schaltbarer Kupplungen, ist zu verzichten.

25 Die erfindungsgemäße Lösung ist durch die Merkmale des Anspruchs 1 charakterisiert. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen beschrieben.

30 Erfindungsgemäß ist der hydrodynamischen Komponente, umfassend mindestens ein mit einem Antrieb koppelbares Primärrad und ein mit mindestens einer Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtung verbindbares Sekundärrad eine

Überbrückungsschaltung zugeordnet, welche zwei Eingänge und wenigstens einen Ausgang umfasst. Über die Kopplung zwischen einem einzelnen Eingang und dem Ausgang werden dabei zwei Leistungszweige realisiert. Ein erster Eingang der Überbrückungsschaltung ist dazu mit dem Sekundärrad drehfest verbunden, während der zweite Eingang drehfest mit dem Primärrad gekoppelt ist.

Der erste Leistungszweig ist durch die Verbindung zwischen dem ersten Eingang und dem Ausgang der Überbrückungsschaltung charakterisiert und dient der Leistungsübertragung über die hydrodynamische Komponente. Der zweite Leistungszweig ist durch die Kopplung zwischen dem Primärrad und dem Ausgang der Überbrückungsschaltung charakterisiert, wobei in diesem Fall die hydrodynamische Komponente im Leistungsfluss umgangen wird. Diese bleibt vorzugsweise befüllt. Lediglich das Primärrad wird mitgeschleppt. Das Sekundärrad dreht frei. Zur wahlweisen Kopplung des ersten oder zweiten Leistungszweiges an den Ausgang bzw. mit den mit diesen koppelbaren Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen ist eine schaltbare Kupplung vorgesehen.

Diese ist durch wenigstens zwei Schaltstellung charakterisiert, wobei in der ersten Schaltstellung der erste Eingang mit dem Ausgang wenigstens mittelbar drehfest verbunden wird, während in der zweiten Schaltstellung der zweite Eingang mit dem Ausgang gekoppelt ist, wobei in dieser Schaltstellung die hydrodynamische Komponente frei von einer drehfesten Kopplung zwischen Primärrad und Sekundärrad ist. Dies bedeutet im Einzelnen, dass die hydrodynamische Komponente aus dem Leistungsfluss herausgenommen wird und zumindest das Sekundärrad bei mechanischer Leistungsübertragung nicht mehr mitrotiert. Die Überbrückung erfolgt somit nicht mehr unmittelbar an der hydrodynamischen Komponente selbst, sondern kann an beliebiger Stelle dieser nachgeordnet im Kraftfluss vorgenommen werden. Damit wird es möglich, die Überbrückung auch in ein Getriebe zu verlagern, wenn die hydrodynamische Komponente als separate Baueinheit ausgeführt ist.

Zur Realisierung dieser Funktionsweise umfasst die Überbrückungsschaltung ein erstes drehfest mit dem Sekundärrad verbundenes Vorgelege und ein zweites drehfest mit dem Primärrad verbundenes Vorgelege. Beide Vorgelege sind

wahlweise über eine schaltbare Kupplung mit dem Ausgang der Überbrückungsschaltung über ein weiteres drittes Vorgelege verbindbar. Die schaltbare Kupplung ist dazu zwischen dem ersten und dem zweiten Vorgelege parallel beziehungsweise exzentrisch zu einer durch den Eingang der Kombination aus hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung gelegten theoretischen Achse angeordnet, wobei der Eingang der Kombination vom Primärrad bzw. wenigstens mittelbar vom zweiten Eingang der Überbrückungsschaltung gebildet wird. Die schaltbare Kupplung dient der Kopplung einer parallel zum Eingang angeordneten Vorgelegewelle mit den beiden Vorgelegen – erstes Vorgelege und zweites Vorgelege – und über die Vorgelegewelle mit dem dritten Vorgelege, welches mit dem Ausgang drehfest verbunden oder verbindbar ist. Mit dieser Lösung wird bei gewünschter rein mechanischer Leistungsübertragung eine Umgehung der hydrodynamischen Komponente ermöglicht, die frei von einer drehfesten Kopplung zwischen dem Primärrad und dem Sekundärrad ist. Das Sekundärrad kann in diesem Fall frei mitlaufen und ist frei von einer Abstützung gegenüber einem rotierenden oder ortsfesten Element. Die Befüllung kann ohne wesentliche Nachteile beibehalten werden. Die Überbrückung, das heißt die Umgehung des hydrodynamischen Leistungszweiges, erfolgt dabei durch Änderung bzw. Wechsel der Richtung des Leistungsflusses bzw. der beiden Leistungswege über das erste oder zweite Vorgelege.

Erfindungsgemäß erfolgt die Realisierung der Drehzahlgleichheit bei gewünschter Überbrückung zwischen den beiden Ausgängen von erstem und zweitem Vorgelege durch Berücksichtigung des Schlupfes, d. h. insbesondere der Drehzahldifferenz zwischen Primärrad und Sekundärrad der hydrodynamischen Komponente für den Zustand, bei welchem eine Überbrückung gewünscht wird, bei der Dimensionierung der einzelnen Vorgelege. Dazu wird ein bestimmter vordefinierter Schlupfwert an der hydrodynamischen Komponente zugrunde gelegt, der frei gewählt sein kann oder aber durch die Leistungsmerkmale der hydrodynamischen Komponente charakterisiert ist, die noch einen hinsichtlich des Wirkungsgrades optimalen Betrieb zulassen würden, und der eine bestimmte

vordefinierte Drehzahldifferenz zwischen Primärrad und Sekundärrad charakterisiert. Diese Drehzahldifferenz wird bei der Auslegung der beiden Vorgelege berücksichtigt, so dass diese an den Ausgängen, insbesondere den mit der parallel bzw. exzentrisch zur hydrodynamischen Komponente angeordneten Vorgelegewelle koppelbaren Zahnräder berücksichtigt ist. Die Dimensionierung der einzelnen miteinander kämmenden Stirnräder hinsichtlich ihrer Abmessungen sowie Zähnezahl und/oder Zahnform und Auslegung ergibt sich dabei als Funktion der Drehzahldifferenz $n_P - n_T$ zwischen Primärrad und Sekundärrad. Dadurch ist es möglich, bei Leistungsübertragung über den ersten Leistungszweig, d. h. einer hydrodynamischen Leistungsübertragung bei Einstellung des bestimmten Schlupfwertes an der hydrodynamischen Komponente, insbesondere der hydrodynamischen Kupplung, ohne zusätzliche Maßnahmen die Überbrückung bei Vorliegen dieser Drehzahldifferenz vorzunehmen, indem die schaltbare Kupplung in eine Schaltstellung verbracht wird, die nunmehr das zweite mit dem Primärrad gekoppelte Vorgelege mit der Vorgelegewelle verbindet und damit einen Durchtrieb zwischen dem mit dem Primärrad gekoppelten Eingang der Überbrückungsschaltung bzw. dem Primärrad und damit der mit dieser gekoppelten Antriebsmaschine und dem Ausgang der Überbrückungsschaltung über die Vorgelege zumindest teilweise parallel zur Rotationsachse der hydrodynamischen Komponente ermöglicht.

Die Dimensionierung, insbesondere Auslegung der einzelnen Stirnräder hinsichtlich Zähnezahl, Durchmesser und/oder den den Eingriff bestimmenden Parametern ist als Funktion der Drehzahldifferenz, bei welcher eine Überbrückung erfolgen soll, definiert. Bezuglich der konkreten Umsetzung unter Berücksichtigung des Schlupfes in den Übersetzungsverhältnissen sind unterschiedliche Möglichkeiten denkbar. Dies kann beispielsweise allein durch Änderung der Teilung an den einzelnen Stirnrädern bei gleichbleibendem Durchmesser, insbesondere Kopfkreisdurchmesser, Fußkreisdurchmesser oder mittlerer Durchmesser erfolgen, wobei in diesen Fällen im Wesentlichen die Zahnbreite variiert wird. Eine andere Möglichkeit besteht darin, dass eine Mehrzahl, vorzugsweise alle die Verzahnung eines Stirnrades

charakterisierenden Parameter in entsprechender Weise anzupassen und zu ändern. Vorzugsweise werden dabei jedoch immer Lösungen gewählt, die sich neben einem optimalen Wirkungsgrad durch geringe bauliche Modifikationen auszeichnen und bei denen auf standardisierte Bauteile zurückgegriffen werden kann. Im Einzelnen wird dabei die Drehzahl des mit dem Sekundärrad drehfest gekoppelten und über die schaltbare Kupplung mit dem Ausgang der Überbrückungsschaltung zu verbindenden Elementes in Höhe der Drehzahldifferenz zur Drehzahl des Primärrades bzw. des mit diesen drehfest gekoppelten und über die schaltbare Kupplung mit dem Ausgang verbundenen Elementes verkleinert.

Das erste und das zweite Vorgelege sind koaxial und parallel zueinander angeordnet. In Abhängigkeit der Anordnung von Primärrad und Sekundärrad zwischen dem mit dem Eingang der aus Überbrückungsschaltung und hydrodynamischer Komponente bestehenden Baugruppe und dem Ausgang dieser in axialer Richtung betrachtet, erfolgt dabei die Anordnung des ersten und des zweiten Vorgeleges in axialer Richtung nebeneinander. Der Eingang der Baugruppe wird dabei vom Primärrad bzw. einem mit diesem drehfest verbundenen Element bzw. dem ersten Eingang der Überbrückungsschaltung gebildet. Der Ausgang der bildbaren Baugruppe aus hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung wird vom Ausgang der Überbrückungsschaltung gebildet. Dieser dient der Kopplung mit nachgeordneten Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen. Bei Anordnung des Primärrades in axialer Richtung vor dem Sekundärrad erfolgt die Anordnung des ersten Vorgeleges vor dem zweiten Vorgelege. Andere Möglichkeiten sind denkbar. Bezuglich der Ausgestaltung der Vorgelege bestehen eine Vielzahl von Möglichkeiten. Vorzugsweise sind diese als einfache Stirnradsätze ausgeführt. Diese umfassen dabei jeweils zwei miteinander kämmende Stirnräder, wobei jeweils ein erstes Stirnrad drehfest mit dem Sekundärrad beziehungsweise für das zweite Vorgelege drehfest mit dem Primärrad verbunden ist, während die jeweils mit diesen kämmenden zweiten Stirnräder drehfest über die erste schaltbare Kupplung mit der Vorgelegewelle koppelbar sind. Dies gilt auch für das mit der

Vorgelegewelle drehfest gekoppelte oder vorzugsweise drehfest koppelbare dritte Vorgelege, welches wiederum drehfest mit dem Ausgang A verbindbar oder verbunden ist.

5 Zur Realisierung der Überbrückungsfunktion absolut notwendig ist die schaltbare Kupplung, die zwischen den beiden Vorgelegen angeordnet ist und wahlweise der drehfesten Kopplung des ersten Vorgeleges mit der Vorgelegewelle oder aber des zweiten Vorgeleges und der Vorgelegewelle dient.

10 Durch die Vorgelege wird zusätzlich eine Übersetzung nachfolgender Kopplung mit Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen realisiert. Dies ist abhängig von der Größe der Übersetzung. Um jedoch auch eine direkte starre Kopplung zwischen dem Eingang, der aus hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung bestehenden Baugruppe und deren Ausgang, der mit dem Eingang nachfolgender Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen

15 koppelbar ist, zu schaffen, ist des weiteren eine zweite schaltbare Kupplung vorgesehen, die das dritte Vorgelege wahlweise mit der Vorgelegewelle verbindet oder nicht, und eine dritte schaltbare Kupplung, die zwischen den beiden mit Primärrad und Sekundärrad gekoppelten Vorgelegen und dem dritten Vorgelege

20 angeordnet ist und diese in einem Funktionszustand miteinander drehfest miteinander verbindet. Dies bedeutet im Einzelnen eine direkte drehfeste Kopplung zwischen den Eingängen und dem Ausgang der Überbrückungsschaltung, wobei diese koaxial zum Ein- und Ausgang der Baugruppe, zumindest jedoch der hydrodynamischen Komponente erfolgt. Mit

25 dieser Anordnung kann ein Durchtrieb zwischen Eingang und Ausgang der Baugruppe aus hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung realisiert werden, wobei man bei Kopplung mit nachfolgenden Getriebestufen von einem direkten Gang mit Übersetzung 1 : 1 spricht. Der Leistungsfluss erfolgt dabei direkt zwischen dem Eingang und dem Ausgang der Kombination aus

30 hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung koaxial und nicht über weitere Übertragungselemente. Diese Schaltstellung wird für den Durchtrieb im direkten Gang gewählt, wobei dann die beiden Kupplungen, schaltbare

Kupplung und zweite schaltbare Kupplung der Überbrückungsschaltung, in diesem Funktionszustand geöffnet sind und somit die Vorgelegewelle vom Eingang oder Ausgang abgekoppelt wird. In diesem Fall wird eine Leistungsübertragung mit optimalem Wirkungsgrad im direkten Durchtrieb realisiert. Um die dritte schaltbare 5 Kupplung schalten zu können, erfolgt ebenfalls ein Angleichen der Drehzahlen zwischen Eingang und Ausgang, vorzugsweise durch Reduzierung der Antriebsmaschinendrehzahl.

Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung ist ferner dem Sekundärrad 10 eine Bremseinrichtung zugeordnet. Diese kann vielgestaltig ausgeführt sein. Diese dient dabei der Festsetzung des Sekundärrades, wobei bei mechanischer Leistungsübertragung die hydrodynamische Kupplung bei Befüllung als hydrodynamischer Retarder fungiert, in dem sich der Ausgang über das dritte und zweite Vorgelege oder aber bei direkter Kopplung mit dem Primärrad am als 15 Stator fungierenden Sekundärrad abstützt.

Erfindungsgemäß werden zur Verschleißreduzierung als schaltbare Kupplungen vorzugsweise synchron schaltbare, formschlüssige Kupplungen eingesetzt, wobei diese wiederum vorzugsweise als Klauenkupplung ausgebildet sind.

20 Ausführungen mit kraftschlüssigen Kupplungen sind ebenfalls denkbar.

Bei Kombination der Überbrückungsschaltung mit der hydrodynamischen Komponente sind der Eingang und Ausgang der so gebildeten Baugruppe

25 a) koaxial oder
 b) parallel zueinander angeordnet.

Vorzugsweise erfolgt aus Gründen eines einfachen und platzsparenden Aufbaus 30 der Überbrückungsschaltung die Anordnung koaxial. Überbrückungsschaltung und hydrodynamische Komponente können dabei als bauliche Einheit oder aber getrennte Baueinheiten ausgeführt sein. Im letztgenannten Fall kann die Überbrückungsschaltung auch mit dieser nachgeordneten Drehzahl-

/Drehmomentwandlungseinrichtungen zu einer baulichen Einheit zusammengefasst werden. In diesem Fall ist die Ausbildung der hydrodynamischen Komponente nahezu unabhängig von dem die Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen umfassenden Getriebe. Des weiteren kann bei Ausgestaltung der Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen in Vorgelegebausweise unter Ausnutzung der Vorgelegewelle das dritte Vorgelege auch bereits als Gangstufe genutzt werden. In diesem Fall ist der Ausgang der Überbrückungsschaltung Bestandteil der Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinheit bzw. diese nutzt Bestandteile der Überbrückungsschaltung.

10 Die hydrodynamische Komponente kann dabei als Kupplung, d. h. frei von einem Leitrad oder Drehzahl-/Drehmomentwandler mit Leitrad ausgeführt sein.

15 Die erfindungsgemäße Lösung wird nachfolgend anhand von Figuren erläutert.

Darin ist im einzelnen Folgendes dargestellt:

20 Figur 1a – 1d verdeutlichen in schematisch vereinfachter Darstellung das Grundprinzip und den Grundaufbau einer erfindungsgemäß gestalteten Überbrückungsschaltung durch exzentrische Anordnung der Schaltelemente der einzelnen Betriebsphasen;

25 Figur 2a – 2e verdeutlichen in schematisch vereinfachter Darstellung anhand einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung eine Weiterentwicklung der erfindungsgemäßen Lösung gemäß Figur 1 in den einzelnen Betriebsphasen;

30 Die Figur 1a verdeutlicht in schematisch vereinfachter Darstellung das Grundprinzip und den Grundaufbau einer erfindungsgemäß gestalteten Überbrückungsschaltung 1, die einer hydrodynamischen Komponente 2 zugeordnet ist. Beide bilden in Kombination miteinander eine Baugruppe 25. Die hydrodynamische Komponente 2 ist dabei im dargestellten Fall als hydrodynamische Kupplung 3 ausgeführt. Diese umfasst mindestens ein mit

einem hier angedeuteten Antrieb 31 wenigstens mittelbar drehfest verbindbares Primärrad 4 und ein mit einem Abtrieb wenigstens mittelbar drehfest verbindbares Sekundärrad 5. Das Primärrad 4 bildet dabei einen Eingang 29 der Baugruppe 25. Das Sekundärrad 5 ist wenigstens mittelbar mit dem Ausgang 30 der Baugruppe

5 25 verbindbar. Diese Kopplung erfolgt über die Überbrückungsschaltung 1.

Eingang 29 und Ausgang 30 sind vorzugsweise, jedoch nicht zwingend, koaxial angeordnet. Primärrad 4 und Sekundärrad 5 bilden dabei einen mit Betriebsmittel befüllbaren Arbeitsraum 6 miteinander. Die Überbrückungsschaltung 1 umfasst erfindungsgemäß zwei Eingänge, einen ersten Eingang 26, der mit dem Sekundärrad 5 wenigstens mittelbar, d. h. direkt oder über weitere Elemente drehfest verbunden ist, und einen zweiten Eingang 27, der wenigstens mittelbar, d. h. direkt oder über weitere Elemente drehfest mit dem Primärrad 4 verbunden ist. Ferner vorgesehen ist ein Ausgang 28, der den Ausgang 30 der Baugruppe 25 bildet. Jeder Eingang 26 oder 27 ist dabei wahlweise mit dem Ausgang 28 über

15 Übertragungselemente verbindbar. Dadurch werden zwei Leistungszweige erzeugt, ein erster Leistungszweig 32 und ein zweiter Leistungszweig 33. Der erste Leistungszweig ist durch die ausschließliche Übertragung der Leistung auf hydrodynamischen Weg charakterisiert. Der zweite Leistungsweg ist durch die rein mechanische Leistungsübertragung charakterisiert. Die Kopplung erfolgt

20 wahlweise, d. h. jeweils nur ein Eingang ist mit dem Ausgang 28 verbunden. Dazu umfasst die Überbrückungsschaltung 1 zwei Vorgelege, ein erstes Vorgelege 7 und ein zweites Vorgelege 8. Das erste Vorgelege 7 ist dabei drehfest mit dem Sekundärrad 5 verbunden. Das zweite Vorgelege 8 ist drehfest mit dem Primärrad 4 verbunden. Die Verbindung erfolgt dabei wenigstens mittelbar, d. h. entweder

25 direkt mit den entsprechenden Komponenten oder über weitere drehfest mit diesem gekoppelte Elemente. Erfindungsgemäß ist ferner eine zwischen dem ersten Vorgelege 7 und dem zweiten Vorgelege 8 angeordnete schaltbare Kupplung 18 vorgesehen, welche wahlweise der Kopplung zwischen dem ersten Vorgelege 7 oder dem zweiten Vorgelege 8 mit einer über ein drittes Vorgelege 9

30 gekoppelten Vorgelegewelle 10 ermöglicht. Die schaltbare Kupplung ist dabei vorzugsweise als synchron schaltbare Kupplung ausgeführt. Diese ist vorzugsweise als Klauenkupplung ausgebildet. Die einzelnen Vorgelege, erstes

Vorgelege 7, zweites Vorgelege 8 und drittes Vorgelege 9 sind dabei vorzugsweise als Stirnradsätze ausgeführt. Diese sind für das erste Vorgelege 7 mit 11, für das zweite Vorgelege 8 mit 12 und für das dritte Vorgelege 9 mit 13 bezeichnet. Die Ritzel 14 und 15 der Stirnradsätze 11 und 12 des ersten
5 Vorgeleges 7 und des zweiten Vorgeleges 8 sind dabei jeweils mit dem Primärrad 4 beziehungsweise dem Sekundärrad 5 wie beschrieben drehfest verbunden. Die mit diesen kämmenden Stirnräder 16 für den Stirnradsatz 11 des ersten
10 Vorgeleges 7 und 17 des Stirnradesatzes 12 des zweiten Vorgeleges 8 sind dabei wahlweise über die schaltbare Kupplung 18 mit der Vorgelegewelle 10 verbindbar. Die schaltbare Kupplung 18 ist dabei parallel zum Eingang 29 bzw. zum Primärrad 4 oder Sekundärrad 5 angeordnet. Die Vorgelegewelle 10 kann dabei als Voll- oder Hohlwelle ausgeführt sein. Diese ist parallel zu einer theoretischen Achse zwischen Eingang 29 bzw. Ausgang 28 bzw. zur hydrodynamischen Kupplung 3 angeordnet. Diese ist dabei drehfest mit einem Stirnrad 19 des Stirnradsatzes 13
15 des dritten Vorgeleges 9 gemäß einer ersten Ausführungsform verbunden. Das mit diesem Stirnrad 19 kämmende Stirnrad 21 des dritten Vorgeleges 9 ist drehfest mit dem Ausgang 28, insbesondere der von diesem gebildeten Welle 20, verbunden. Erfindungsgemäß ist somit die zur Umgehung des Leistungsflusses über die hydrodynamische Komponente 2, insbesondere die hydrodynamische
20 Kupplung 3 vorgesehene schaltbare Kupplung 18 nicht koaxial zur hydrodynamischen Kupplung 3 angeordnet, sondern parallel beziehungsweise exzentrisch. Die Realisierung der Umschaltung des Leistungsflusses zwischen hydrodynamischer Leistungsübertragung und mechanischer Leistungsübertragung erfolgt über die schaltbare Kupplung 18 mit Hilfe der beiden Vorgelege - erstes
25 Vorgelege 7 und zweites Vorgelege 8 -, wobei der Leistungsfluss entsprechend der Schaltstellung der schaltbaren Kupplung 18 entweder über das erste Vorgelege 7 oder das zweite Vorgelege 8 zum Ausgang 28 erfolgt und in beiden Fällen über das dritte Vorgelege 9 zum koaxial zum Eingang 29 angeordneten Ausgang 28 geführt wird. Die Überbrückungsfunktion, welche bei konventionellen
30 Ausführungen durch die Realisierung einer drehfesten Kopplung zwischen Primärrad 4 und Sekundärrad 5 erzeugt wird, wird erfindungsgemäß durch den

Leistungsfluss über zwei Wege realisiert, wobei diese Lösung frei von einer drehfesten Verbindung zwischen Primärrad 4 und Sekundärrad 5 ist.

Erfindungsgemäß wird zur Vermeidung einer Drehzahlanpassung des mit dem Eingang 29 bzw. dem Eingang 27 direkt gekoppelten Primärrades 4 die

Drehzahldifferenz, bei welcher eine Überbrückung gewünscht wird, durch die Auslegung bzw. Dimensionierung der einzelnen Vorgelege, insbesondere des drehfest mit dem Sekundärrad gekoppelten Vorgeleges 7 und des drehfest mit dem Primärrad 4 gekoppelten Vorgeleges 8 kompensiert. Dabei werden beide Vorgelege mit unterschiedlicher Übersetzung ausgeführt, wobei bei Leistungsübertragung über die hydrodynamische Komponente 2 bei einer bestimmten vorgewählten Drehzahldifferenz zwischen Primärrad 4 und Sekundärrad 5, die sich in einer Drehzahlgleichheit an den Ausgängen der Vorgelege 7 und 8, insbesondere der Drehzahlen an den Stirnrädern 16

niederschlägt, vorgenommen. Dies bedeutet, dass im Zustand der Leistungsübertragung mit einem vordefinierten Schlupfbetrag zwischen Primärrad 4 und Sekundärrad 5, d. h. Drehzahldifferenz zwischen Primärrad 4 und Sekundärrad 5 eine Überbrückung aufgrund der durch die Übersetzung bedingten Drehzahlgleichheit am Ausgang der einzelnen Vorgelege 7 und 8, insbesondere an den Stirnrädern 16 und 17 möglich wird. Die Auslegung der Vorgelege 7 und 8 erfolgt derart, dass aufgrund der am Sekundärrad bei Schlupf vorliegenden geringeren Drehzahl gegenüber dem Primärrad die Drehzahl des mit dem Primärrad 4 über das Vorgelege 7 drehfest verbundenen Elementes, welches

wenigstens mittelbar drehfest über die schaltbare Kupplung mit dem Ausgang 28 der Überbrückungsschaltung 1 verbindbar ist, reduziert wird bzw. die Drehzahl des

mit dem Sekundärrad gekoppelten Ausgangs des ersten Vorgeleges erhöht wird. Die entsprechende Übersetzung als Funktion des zu kompensierenden Schlupfes wird dabei entsprechend den gängigen Lehren ausgewählt. Dies erfolgt durch entsprechende Dimensionierung der Zahnräder, der Verzahnung sowie der Eingriffsgeometrie. Dabei ist es möglich, in Abhängigkeit der Größe des zu

kompensierenden Schlupfwertes, d. h. der zu kompensierenden Drehzahldifferenz entweder lediglich die Teilung zu beeinflussen oder aber die Gesamtgeometrie,

insbesondere die Durchmesser und Zähnezahl der Stirnräder. Die konkrete Maßnahme liegt dabei im Ermessen des zuständigen Fachmannes. Der Schlupfbetrag, d. h. die Drehzahldifferenz, bei welcher überbrückt wird, wird dabei in Abhängigkeit der Eigenschaften der hydrodynamischen Komponente festgelegt bzw. gewählt. Die hydrodynamische Kupplung 1 bleibt vorzugsweise wenigstens teilbefüllt.

Im Zustand Anfahren befindet sich dabei die schaltbare Kupplung 18 in der in der Figur 1b dargestellten Funktionsstellung I₁₈, bei welcher diese eine drehfeste Verbindung zwischen dem Stirnrad 16 des Stirnradssatzes 11 des ersten Vorgeleges 7 mit der Vorgelegewelle 10 realisiert. Der Leistungsfluss erfolgt dann im Traktionsbetrieb betrachtet zwischen dem Antrieb 31 und dem Abtrieb vom Eingang 29 über die in diesem Funktionszustand mit Betriebsmittel befüllte hydrodynamische Komponente 2, insbesondere hydrodynamische Kupplung 3, auf das drehfest mit dem Sekundärrad 5 gekoppelte Ritzel 14 des ersten Vorgeleges 7, das mit diesem kämmende Stirnrad 16 auf die Vorgelegewelle 10 und von dieser auf das dritte Vorgelege 9, insbesondere das Stirnrad 21 und das drehfest mit dem Ausgang 28 gekoppelte Stirnrad 19 auf diesen beispielsweise die diesen bildende Welle 20 oder ein anderes drehfest mit diesem gekoppelten Element. Die Umschaltung auf rein mechanischen Betrieb erfolgt durch Schaltung der Kupplung 18, insbesondere durch Realisierung der Schaltstellung II₁₈, in welcher das zweite Vorgelege 8 drehfest mit der Vorgelegewelle 10 und damit dem dritten Vorgelege 9 verbunden wird. Der Leistungsfluss erfolgt auch hier im Traktionsbetrieb betrachtet vom Eingang 29 in Richtung zum Ausgang 30 über das drehfest mit dem Primärrad 4 gekoppelte zweite Vorgelege 8, insbesondere das Ritzel 15 auf das Stirnrad 17, die Vorgelegewelle 10, das Stirnrad 19, 21 und von diesem auf die mit diesem drehfest gekoppelte Welle beziehungsweise ein anderes mit diesem drehfest gekoppeltes Element. Dieser Leistungsfluss ist in Figur 1c dargestellt.

30

Für den Bremsbetrieb gemäß Figur 1d wird die hydrodynamische Komponente 2, insbesondere die hydrodynamische Kupplung 3, als hydrodynamischer Retarder

benutzt. Dazu ist im Sekundärrad 5 eine Bremseinrichtung 22 zugeordnet, welche
vielgestaltig ausgeführt sein kann. Diese dient der Festsetzung des
Sekundärrades 5. Dies gilt für die mechanische Betriebsweise gemäß Figur 1c,
das heißt, in diesem Fall erfolgt der Leistungsfluss vom Ausgang 28 bzw. 30 über
5 das dritte Vorgelege 9 auf das zweite Vorgelege 8 zum Primärrad 4, welches in
diesem Funktionszustand als Rotor fungiert. Das Sekundärrad 5 ist in diesem
Funktionszustand als Stator ausgeführt. Der Abtrieb A stützt sich somit über die
beiden Vorgelege, drittes Vorgelege 9 und zweites Vorgelege 8 und dem mit
diesen drehfest verbundenen Primärrad 4 am Stator, der vom Sekundärrad 5
10 gebildet wird, ab.

Der Leistungsfluss über das Vorgelege, insbesondere die Vorgelege 7, 8 und 9
ermöglichen bei Kopplung der hydrodynamischen Kupplung 3 mit
Überbrückungsanordnung 1 mit den Gangstufen eines Getriebes eine
15 Untersetzung in den einzelnen Gangstufen. Zwar kann je nach Auslegung des
Übersetzungsverhältnisses in den Vorgelegen unterschiedlichen Übersetzungen
Rechnung getragen werden, jedoch wird auch bei der in der Regel gewünschten 1
: 1 Übersetzung aufgrund der Leistungsübertragung über die Vorgelege 7, 8 mit
einem schlechteren Wirkungsgrad zu rechnen seien. Um in diesem Fall eine starre
20 Kupplung zwischen dem Eingang 29 und dem Ausgang 30 der Baugruppe 25 bzw.
dem Primärrad 4 oder dem Eingang 27 der Überbrückungsschaltung 1 zu erzielen,
ist erfindungsgemäß gemäß einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung in der
Figur 2a eine weitere dritte Kupplung 24 zwischen dem zweiten und dem dritten
Vorgelege 8 und 9 angeordnet, die schaltbar ist und koaxial zur
25 hydrodynamischen Kupplung 3 sowie dem Eingang 29 und dem Ausgang 30 der
Baugruppe 25 bzw. den Eingängen 26, 27 und dem Ausgang 28 der
Überbrückungsschaltung 1 angeordnet ist. Diese dritte Kupplung 24 ermöglicht
dabei den direkten mechanischen Durchtrieb vom Eingang 29 zum Ausgang 30
bzw. den Eingängen 26, 27 zum Ausgang 28 frei von der Führung über weitere
30 Drehzahl-/Drehmomenteneinrichtungen. Die Drehzahl und das Moment am
Eingang 29 entspricht dabei bei Schaltung der Kupplung 24 denen am Ausgang.
Bei dieser Ausführung ist ferner zur Entkopplung des dritten Vorgeleges 9 von der

Vorgelegewelle 10 eine weitere zweite schaltbare Kupplung 23 vorgesehen. Diese dient der wahlweisen Kopplung des dritten Vorgeleges 9 mit der Vorgelegewelle 10, insbesondere des Stirnrades 21 mit der Welle 10. Bei allen in den Figuren 1a bis 1d sowie 2a beschriebenen Ausführungen sind die schaltbaren Kupplungen, insbesondere die schaltbare Kupplung 18 sowie 23 und 24, vorzugsweise als formschlüssige synchron schaltbare Kupplungen, vorzugsweise in Form von Klauenkupplungen, ausgeführt. Andere Ausführungen, insbesondere in Form von kraftschlüssigen Kupplungen, sind ebenfalls denkbar. Diese arbeiten jedoch mit Schlupf, wodurch der Wirkungsgrad des Gesamtsystems verringert wird. Daher werden erfindungsgemäß vorzugsweise formschlüssige, synchron schaltbare Kupplungen zum Einsatz gelangen.

Die Figur 2b verdeutlicht für die Ausführung gemäß Figur 2a den Leistungsfluss der hydrodynamischen Komponente 2 während des Anfahrvorganges, das heißt im hydrodynamischen Betrieb. In diesem ist die hydrodynamische Komponente 2 mit Betriebsmittel gefüllt. Der Leistungsfluss erfolgt über die hydrodynamische Komponente 2, insbesondere die hydrodynamische Kupplung 3. Die erste schaltbare Kupplung 18 befindet sich in der Schaltstellung I₁₈, d. h., diese realisiert die drehfeste Verbindung zwischen dem ersten Vorgelege 7, insbesondere dem Stirnrad 16 mit der Vorgelegewelle 10. Das zweite Vorgelege 8 ist von der Vorgelegewelle 10 entkoppelt. Die zweite Kupplung 23 befindet sich ebenfalls in dieser ersten Schaltstellung I₂₃, in welcher eine drehfeste Verbindung mit der Vorgelegewelle 10 realisiert wird. Die dritte schaltbare Kupplung 24 befindet sich in der zweiten Schaltstellung II₂₄, d. h. ist gelöst beziehungsweise geöffnet. Der Leistungsfluss erfolgt dabei vom Eingang 29 über das Primärrad 4, das Sekundärrad 5 auf das erste Vorgelege 7, insbesondere das Ritzel 14, das Stirnrad 16 auf die Vorgelegewelle 10, das dritte Vorgelege 9, insbesondere das Stirnrad 21 sowie das drehfest mit der Welle 20 gekoppelte Stirnrad 19. Die Umschaltung beziehungsweise Überbrückung der hydrodynamischen Komponente 2, insbesondere der hydrodynamischen Kupplung 3, erfolgt durch den Wechsel des Leistungsweges, insbesondere durch Schaltung der ersten schaltbaren Kupplung 18, wobei diese die in die Schaltstellung III₁₈ gemäß Figur

2c verbracht wird, die eine drehfeste Verbindung mit dem zweiten Vorgelege 8 und der Vorgelegewelle 10 ermöglicht. Das erste Vorgelege 7 ist dabei von der Vorgelegewelle 10 entkoppelt. Die zweite Kupplung 23 verbleibt in ihrer ersten Schaltstellung I_{23} , d. h. der Realisierung der drehfesten Verbindung zwischen dem dritten Vorgelege 9 und der Vorgelegewelle 10. Die Umschaltung erfolgt dabei durch eine gezielte Rücknahme der Drehzahl am Eingang 29 bzw. dem Eingang 27 der Überbrückungsschaltung, insbesondere der mit dieser drehfest gekoppelten Antriebsmaschine und der schlupfübertragenden hydrodynamischen Kupplung 3, um eine Drehzahlgleichheit zwischen den Stirnrädern 16 und 17 der Vorgelege 7 und 8 zu erzielen. Der sich in der Schaltstellung III_{18} der ersten schaltbaren Kupplung 18 ergebende Leistungsfluss unter Umgehung der hydrodynamischen Komponente 2, insbesondere der hydrodynamischen Kupplung 3 ergebende Leistungsfluss, ist in der Figur 2c dargestellt. Auch in diesem Betriebszustand sind nur die erste und zweite Kupplung 18, 23 betätigt, während die dritte Kupplung 24 in der Schaltstellung II_{24} geöffnet ist. Der Leistungsfluss erfolgt somit nicht direkt, sondern über die Vorgelege 8 und 9 und damit parallel zur Verbindungsachse zwischen Rotationsachse der hydrodynamischen Komponente 2 und dem Ausgang 28 der Überbrückungsschaltung 1.

Die Figur 2d verdeutlicht demgegenüber die unter Ausnutzung der dritten Kupplung 24 mögliche Leistungsübertragung mit einer Übersetzung von 1 : 1 zwischen dem Eingang 29 und dem Ausgang 30 der Baugruppe 25 bzw. den Eingängen 26 und 27 der Überbrückungsschaltung 1 und dem Ausgang 28. In diesem ist dann die schaltbare Kupplung 24 geschlossen, d. h., befindet sich in der ersten Schaltstellung I_{24} , welche den Eingang 27, insbesondere das zweite Vorgelege 8 mit dem dritten Vorgelege 9, insbesondere das Ritzel 15 mit dem Stirnrad 19, drehfest verbindet. Die erste schaltbare Kupplung 18 und die zweite schaltbare Kupplung 23 sind in diesem Funktionszustand geöffnet, d. h., befinden sich in der Schaltstellung II_{18} beziehungsweise II_{23} . Die Leistungsübertragung erfolgt dabei koaxial zwischen Eingang 29 und Ausgang 30 der Baugruppe 25 frei

von der Übertragung über Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen. Der Eingang 29 ist mit dem Ausgang 30 starr gekoppelt.

Demgegenüber verdeutlicht die Figur 2e die Realisierung des Bremsbetriebes im sogenannten direkten Gang, d. h. bei Leistungsübertragung vom Eingang 29 zum Ausgang 30. Auch hier ist die dritte Kupplung 24 geschlossen, während die beiden anderen Kupplungen 18 und 23 geöffnet sind und somit die einzelnen Vorgelege, insbesondere die Vorgelege 7, 8 und 9 vom Ausgang 30 bzw. 28 der Überbrückungsschaltung 1 entkoppeln. Der Ausgang 30 bzw. 28 und die mit diesen verbundenen Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen stützen sich dabei in diesem Funktionszustand über das Primärrad 4 am als Stator fungierenden Sekundärrad 5 ab. Letzteres wird durch Betätigung der Bremseinrichtung 22 festgesetzt, vorzugsweise an einem runden Bauteil. Damit kann in allen mechanischen Gängen immer eine Bremswirkung erzielt werden, wobei diese aufgrund des direkten Durchtriebes mit höchstmöglicher Übersetzung realisiert werden kann.

Bei allen in den Figuren dargestellten Ausführungen wurde beispielhaft der Leistungsfluss zwischen Eingang 29 und Ausgang 30 im Traktionsbetrieb dargestellt und beschrieben. Auch der Schubbetrieb ist natürlich möglich.

Die erfindungsgemäße Lösung ist nicht auf die in den Figuren 1 bis 2 dargestellten Ausführungen beschränkt. Weitere Ausgestaltungen sind möglich. Die Figuren 1 bis 2 stellen lediglich Grundvarianten und vorteilhafte Ausgestaltungen des erfindungsgemäßen Grundgedankens dar. Entscheidend ist lediglich, dass durch Umschaltung zweier Leistungswege unterschiedliche Funktionsweisen realisiert werden können, wobei in dem Funktionszustand der Umgehung der hydrodynamischen Komponente eine mechanische Leistungsübertragung erfolgt, die frei von einer direkten drehfesten Kopplung zwischen Primärrad und Sekundärrad der hydrodynamischen Komponente ist. Die Leistungsführung erfolgt bei Realisierung der beiden Leistungszweige nicht direkt koaxial, sondern parallel zur theoretischen Rotationsachse des hydrodynamischen Bauelementes. Als

hydrodynamisches Bauelement können dabei hydrodynamische Kupplungen oder aber hydrodynamische Drehzahl-/Drehmomentenwandler Verwendung finden.

Als schaltbare Kupplungen finden, wie bereits ausgeführt, in besonders vorteilhafter Weise synchron schaltbare formflüssige Kupplungen Verwendung. Dies bedeutet, dass auf reibschlüssige Kupplungselemente vollkommen verzichtet wird. Auf die erforderlichen Drehzahlanpassungen zur Realisierung des Überbrückungsvorganges kann verzichtet werden.

Die erfindungsgemäß gestaltete Überbrückungsschaltung kann für sich allein oder aber zusammen mit der hydrodynamischen Komponente als bauliche Einheit vormontiert und in dieser Form angeboten werden. Beide werden zu einer Baugruppe kombiniert. Es ist jedoch auch denkbar, die Überbrückungsschaltung von einem, der hydrodynamischen Komponenten nachgeordneten Getriebeanordnung mit zu realisieren, wobei dann in diesem Fall die

hydrodynamische Komponente für sich allein als selbständige handelbare Baueinheit mit dem Gesamtgetriebe kombiniert werden kann oder je nach Ausführung der Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtung zur Realisierung der Gangstufen teilweise Bestandteil dieser sein. Somit wird es möglich, die Überbrückung auch in das Getriebe zu verlagern, d. h. losgelöst von der

hydrodynamischen Komponente zu realisieren. Dabei bietet die Möglichkeit der Überbrückungsschaltung den Vorteil, die Überbrückungsfunktion in axialer Richtung in beliebigem Abstand von der hydrodynamischen Komponente vorzunehmen.

Bezugszeichenliste

1	Überbrückungsanordnung
2	hydrodynamische Komponente
5	3 hydrodynamische Kupplung
	4 Primärrad
	5 Sekundärrad
	6 Arbeitsraum
	7 erstes Vorgelege
10	8 zweites Vorgelege
	9 drittes Vorgelege
	10 Vorgelegewelle
	11 Stirnradstsatz
	12 Stirnradstsatz
15	13 Stirnradstsatz
	14 Ritzel
	15 Ritzel
	16 Stirnrad
	17 Stirnrad
20	18 erste schaltbare Kupplung
	19 Stirnrad
	20 Welle
	21 Stirnrad
	22 Bremseinrichtung
25	23 zweite schaltbare Kupplung
	24 dritte schaltbare Kupplung
	25 Baugruppe
	26 Eingang
	27 Eingang
30	28 Ausgang
	29 Eingang
	30 Ausgang

- 31 Antrieb
- 32 erster Leistungszweig
- 33 zweiter Leistungszweig
- 34 Stirnrad

Patentansprüche

1. Überbrückungsschaltung (1) für hydrodynamische Komponenten (2), umfassend wenigstens ein Primärrad (4) und ein Sekundärrad (5), die einen Arbeitsraum (6) bilden;
5 gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
 - 1.1 mit zwei Eingängen (26, 27), einem ersten mit dem Sekundärrad (5) verbundenen Eingang (26) und einem zweiten mit dem Primärrad (4) verbundenen Eingang (27), wobei die Eingänge (26, 27) wahlweise über eine schaltbare Kupplung (18) mit einem Ausgang (28) der Überbrückungsschaltung (1) unter Bildung eines ersten oder zweiten Leistungszweiges (32, 33) verbindbar sind;
 - 1.2 die Kopplung zwischen dem mit dem Primärrad (4) gekoppelten Eingang (27) und dem Ausgang (28) zur Realisierung des zweiten Leistungszweiges (33) ist frei von einer drehfesten mechanischen Verbindung zwischen Primärrad (4) und Sekundärrad (5);
 - 1.3 in den einzelnen Leistungszweigen (31, 33) sind Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen vorgesehen, umfassend jeweils ein Vorgelege - ein erstes Vorgelege (7), welches drehfest mit dem Sekundärrad (5) verbunden oder verbindbar ist und ein zweites Vorgelege (8), welches drehfest mit dem Primärrad (4) verbunden oder verbindbar ist;
 - 1.4 erstes und zweites Vorgelege (7, 8) sind über die schaltbare Kupplung (18) wahlweise mit einer über ein drittes Vorgelege (9) mit dem Ausgang (30) gekoppelten Vorgelegewelle (10) verbindbar;
 - 1.5 das erste Vorgelege (7) und das zweite Vorgelege (8) weisen eine unterschiedliche Übersetzung auf, wobei die Übersetzung des zweiten Vorgeleges (8) dadurch charakterisiert ist, dass diese um den Betrag des Schlupfes der hydrodynamischen Komponente (2) bei gewünschter Überbrückung gegenüber dem ersten Vorgelege (7) geändert ist.

2. Überbrückungsschaltung (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das erste und das zweite Vorgelege (7, 8) koaxial und parallel zueinander angeordnet sind.
- 5 3. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass eine zweite schaltbare Kupplung (13) vorgesehen ist, die dem dritten Vorgelege (9) zugeordnet ist und das dritte Vorgelege (9) wahlweise mit der Vorgelegewelle (10) verbindet.
- 10 4. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3 dadurch gekennzeichnet, dass die einzelnen Vorgelege (7, 8, 9) jeweils als Stirnradstufen (11, 12, 13) ausgeführt sind.
- 15 5. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass eine dritte schaltbare Kupplung (24) vorgesehen ist, die zwischen dem zweiten (8) und dem dritten Vorgelege (9) angeordnet ist und zumindest wahlweise das zweite (8) mit dem dritten Vorgelege (9) drehfest verbindet oder aber diese Verbindung freigibt.
- 20 6. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die schaltbaren Kupplungen (23, 24) als formschlüssige, synchron schaltbare Kupplungen ausgeführt sind.
- 25 7. Überbrückungsschaltung (1) nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die formschlüssige Kupplung als Klauenkupplung ausgeführt ist.
- 30 8. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass der hydrodynamischen Komponente (2), insbesondere dem Sekundärrad (5), eine Bremseinrichtung (22) zugeordnet ist, die dem ortsfesten Festsetzen des Sekundärrades (5) dient.

9. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 8 für eine hydrodynamische Komponente (2) in Form einer hydrodynamischen Kupplung (3), die frei von einem Leitrad ist, ausgeführt ist.
- 5 10. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 9 für eine hydrodynamische Komponente (2), die als hydrodynamischer Drehzahl-/Drehmomentwandler ausgeführt ist.
11. Baugruppe (25)
 - 10 11.1 mit einer hydrodynamischen Komponente (2)
 - 11.2 mit einer Überbrückungsschaltung (1) gemäß einem der Ansprüche 1 bis 10.

Überbrückungsanordnung für hydrodynamische Komponenten

Zusammenfassung

5 Die Erfindung betrifft eine Überbrückungsschaltung für hydrodynamische Komponenten, umfassend wenigstens ein Primärrad und ein Sekundärrad, die einen Arbeitsraum bilden.

Die Erfindung ist gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

10 - mit zwei Eingängen, einem ersten mit dem Sekundärrad verbundenen Eingang und einem zweiten mit dem Primärrad verbundenen Eingang, wobei die Eingänge wahlweise über eine schaltbare Kupplung mit einem Ausgang der Überbrückungsschaltung unter Bildung eines ersten oder zweiten Leistungszweiges verbindbar sind;

15 - die Kopplung zwischen dem mit dem Primärrad gekoppelten Eingang und dem Ausgang zur Realisierung des zweiten Leistungszweiges ist frei von einer drehfesten mechanischen Verbindung zwischen Primärrad und Sekundärrad;

- in den einzelnen Leistungszweigen sind Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen vorgesehen, umfassend jeweils ein Vorgelege - ein erstes Vorgelege, welches drehfest mit dem Sekundärrad verbunden oder verbindbar ist und ein zweites Vorgelege, welches drehfest mit dem Primärrad verbunden oder verbindbar ist;

20 - erstes und zweites Vorgelege sind über die schaltbare Kupplung wahlweise mit einer über ein drittes Vorgelege mit dem Ausgang gekoppelten Vorgelegewelle verbindbar;

- das erste Vorgelege und das zweite Vorgelege weisen eine unterschiedliche Übersetzung auf, wobei die Übersetzung des zweiten Vorgeleges dadurch charakterisiert ist, dass diese um den Betrag des Schlupfes der hydrodynamischen Komponente bei gewünschter Überbrückung gegenüber dem ersten Vorgelege geändert ist.

25

30

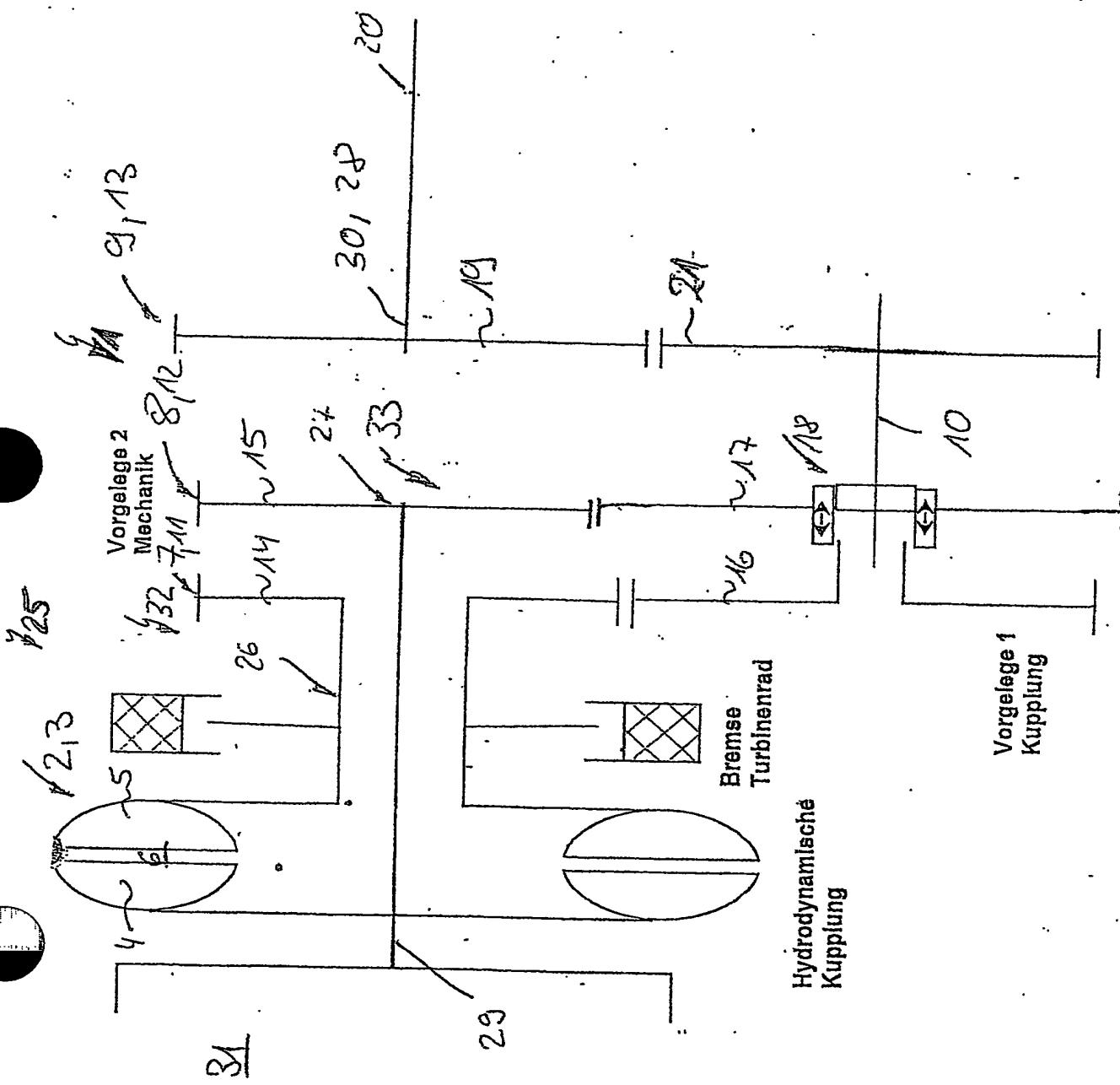
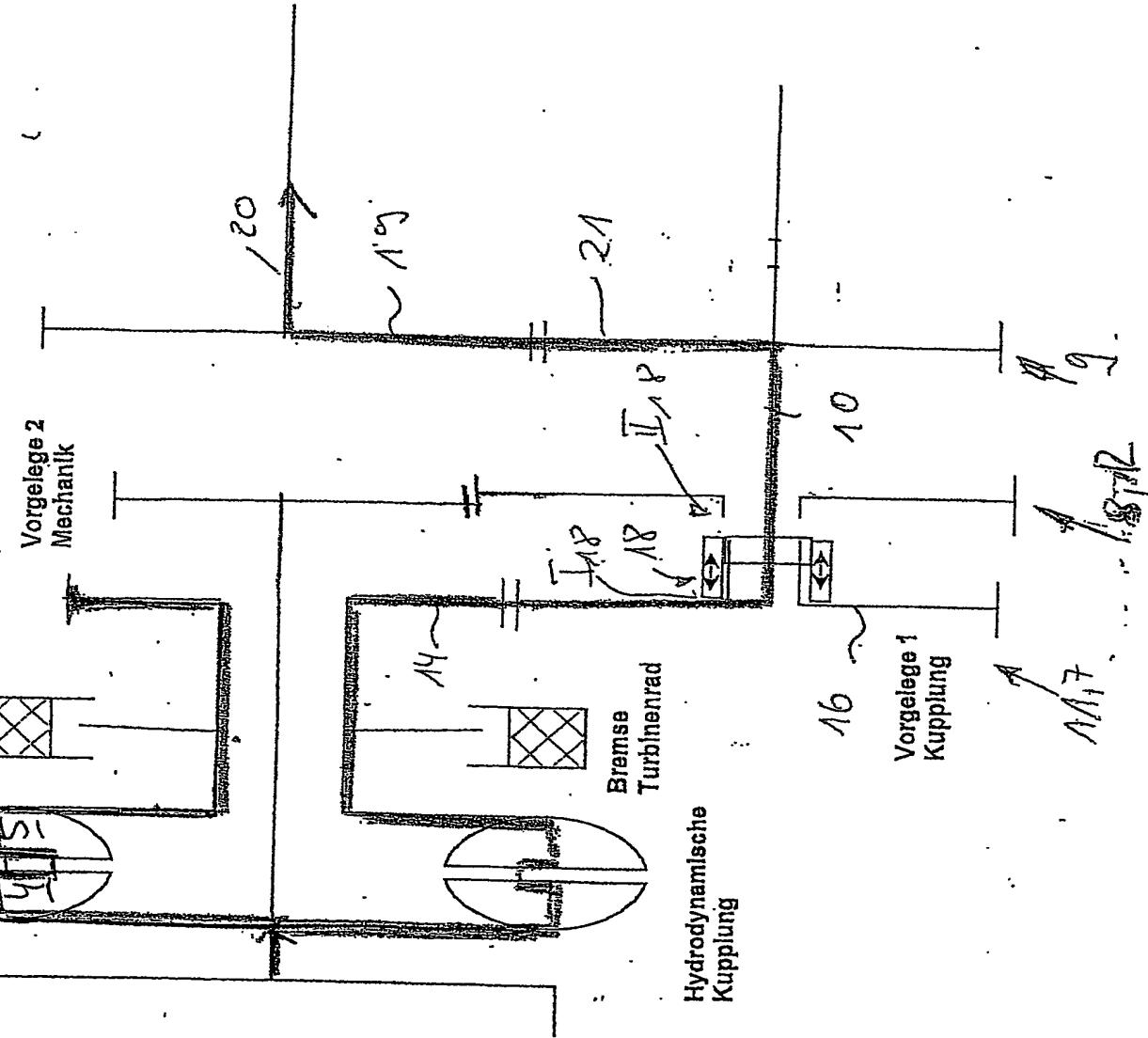
Fig. 19

Figure 16

Anfahren hydrodynamisch



TIC Bild 3

114

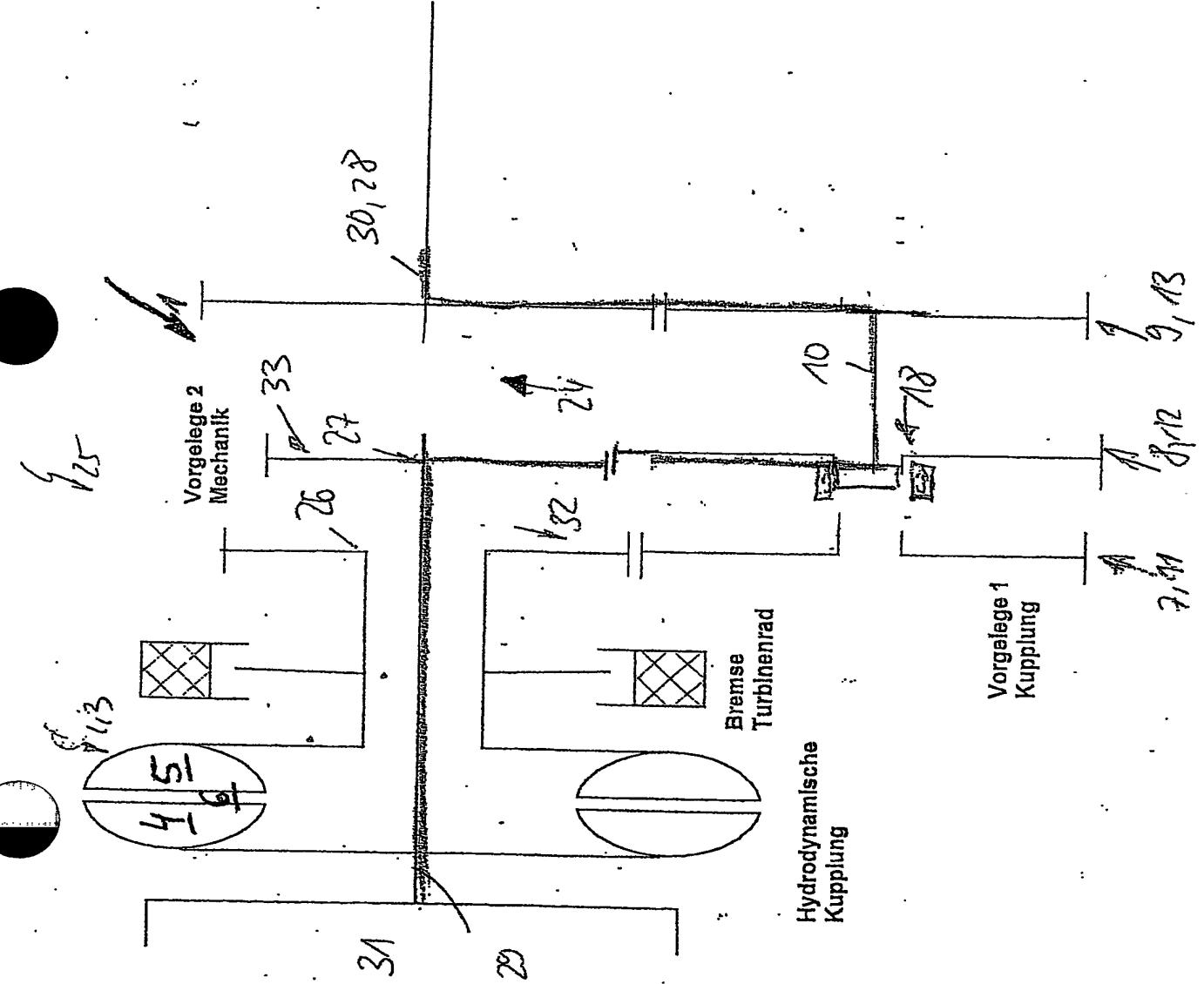
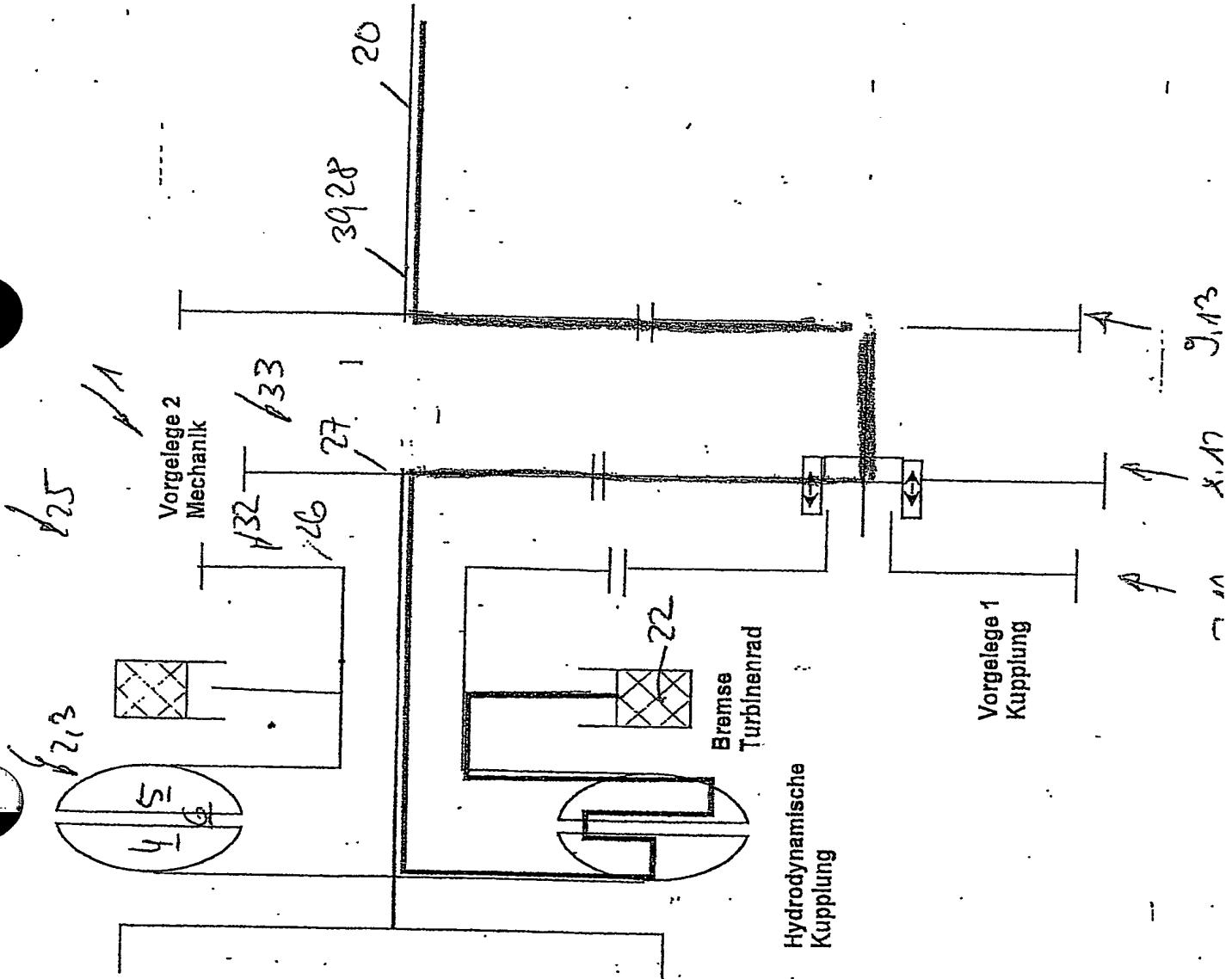
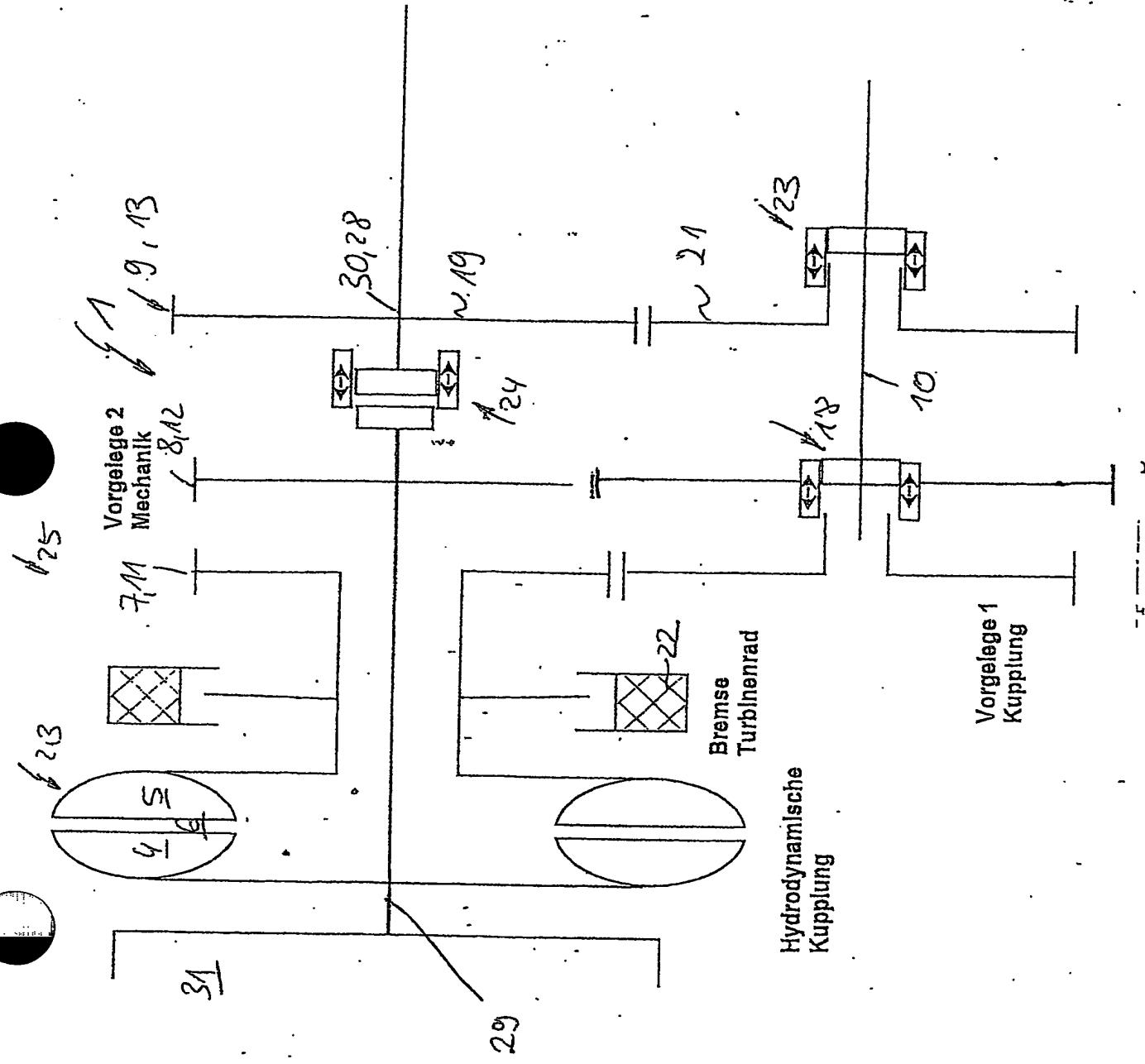


Figure 1a)



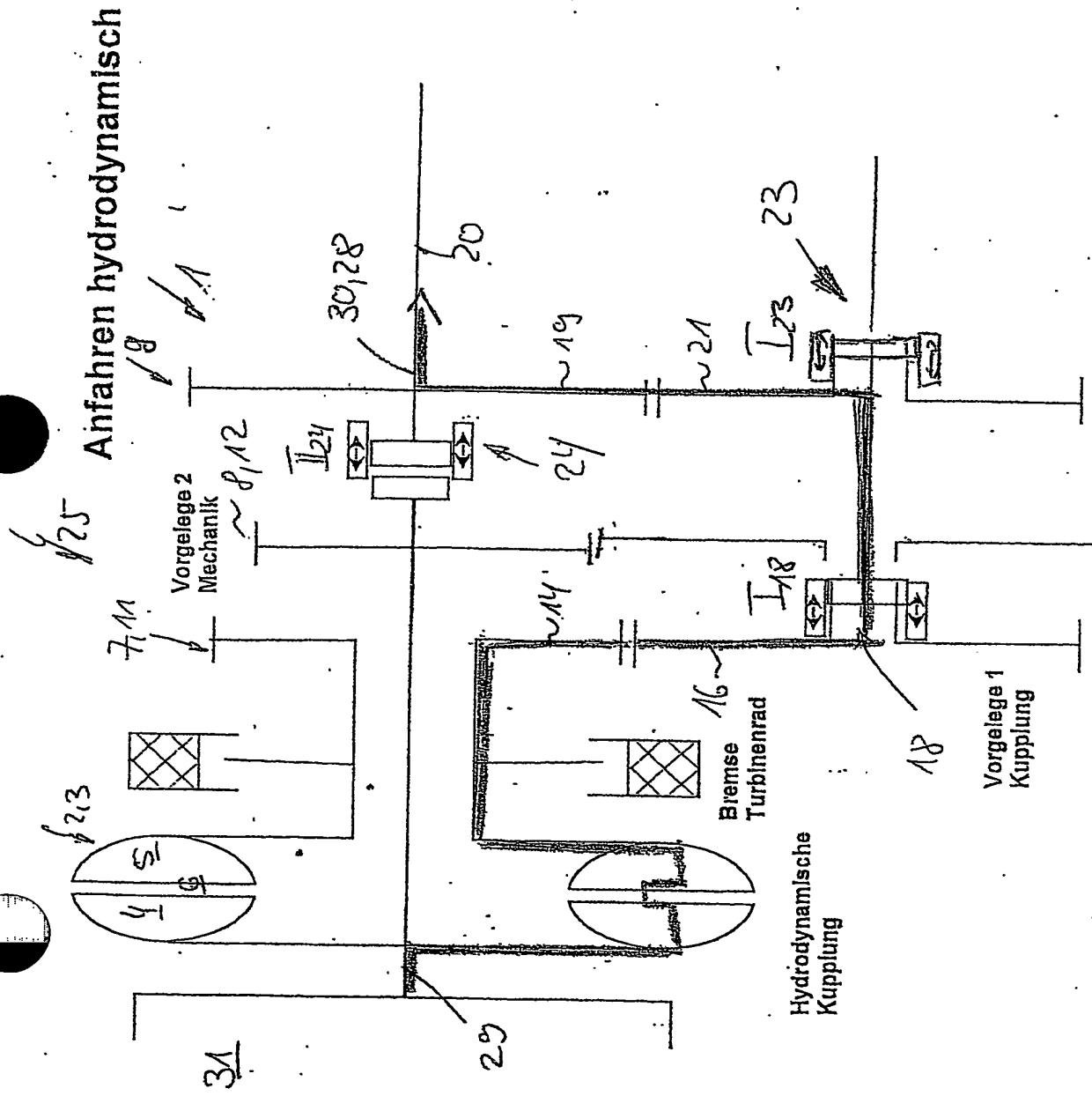
TRK Bild 2

Figure 2a



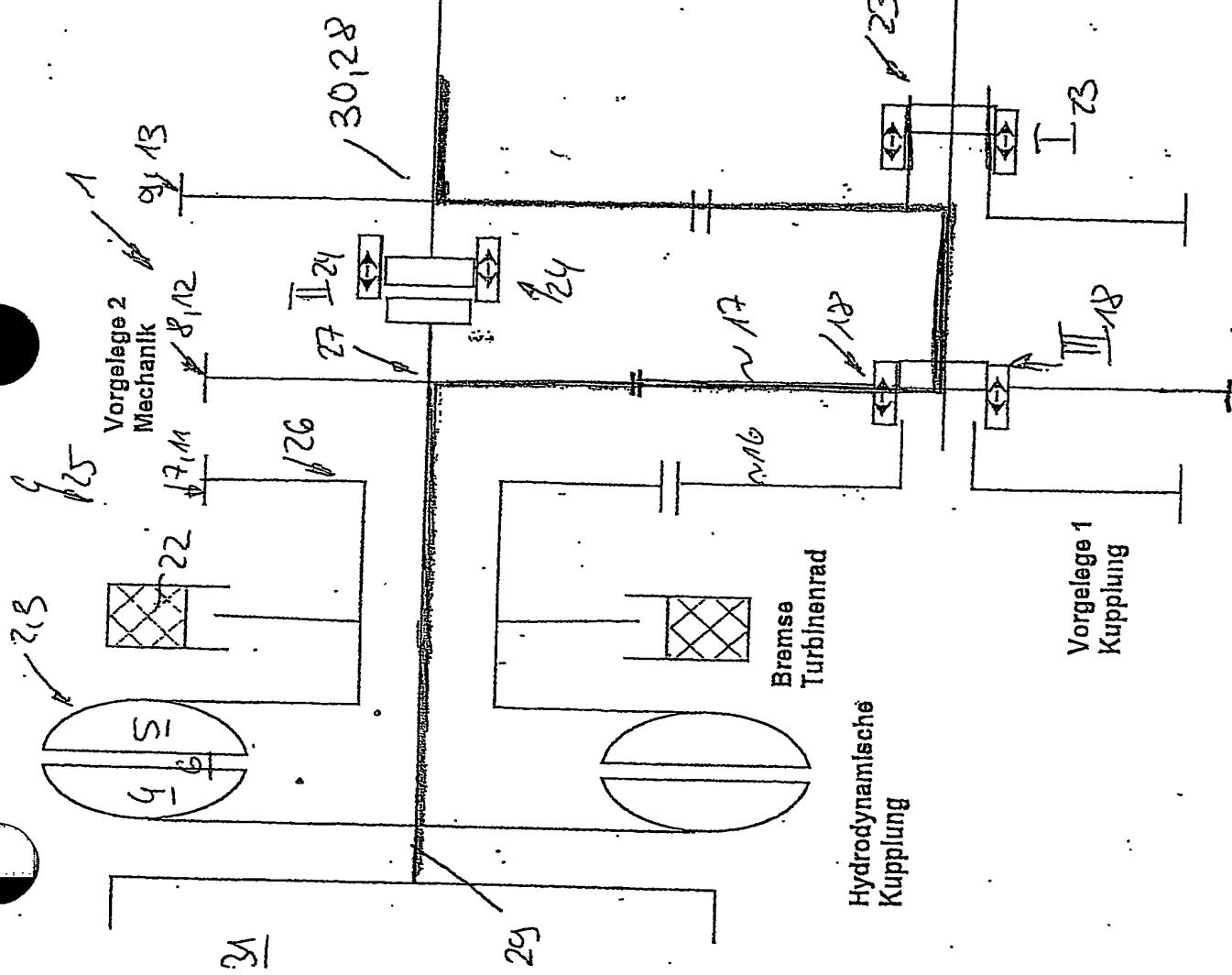
TK Bild 1

Figure 2b



TK Bild 3

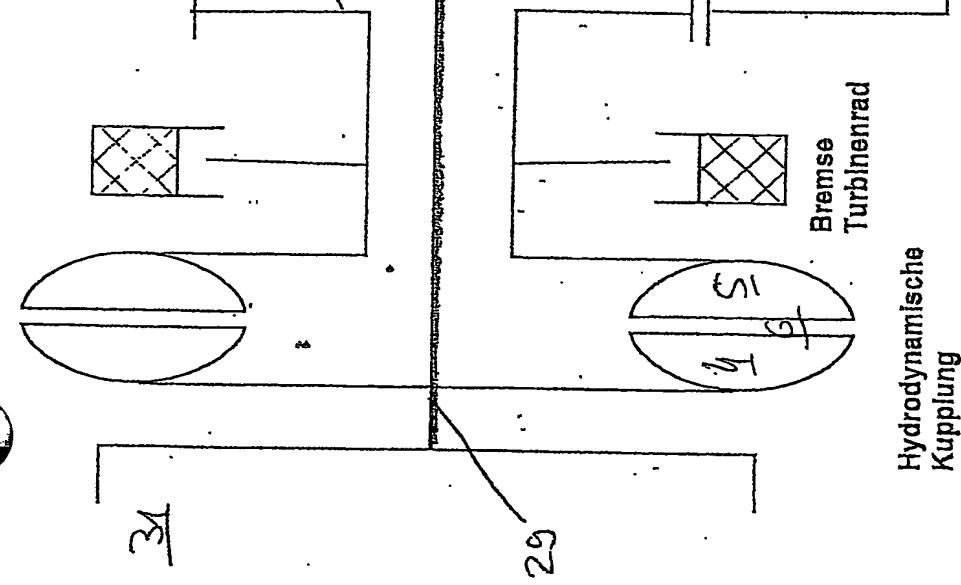
Für Bild 2a



TK Bild 1

Fließ 2d

Vorgelege 2
Mechanik

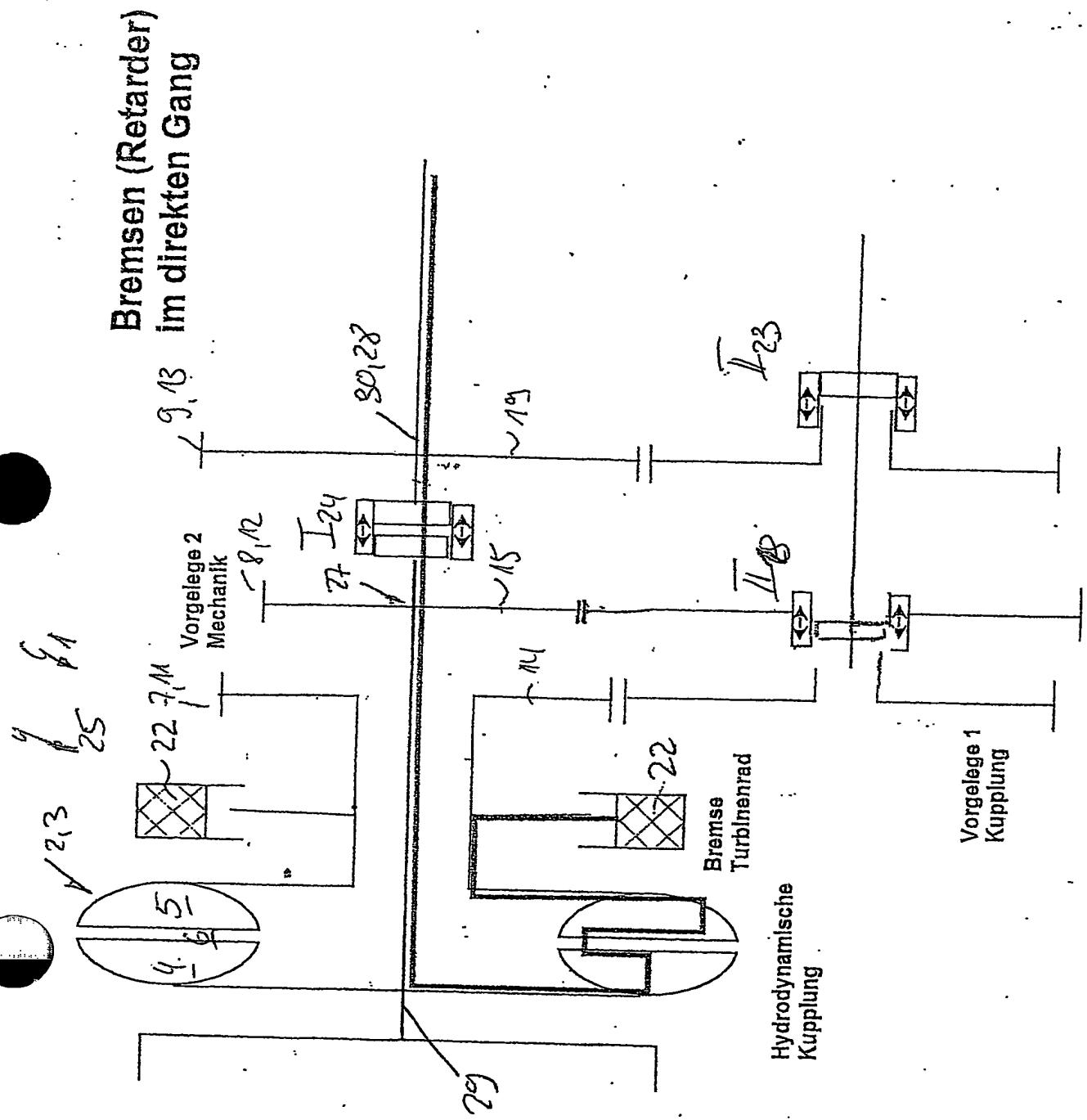


Vorgelege 1
Kupplung

0,13

1,11

Figure 2e



TICK BILLED 2

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.